

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-131564

(43)Date of publication of application : 06.05.1992

(51)Int.Cl.

F16H 61/00
F16H 9/00
// F16H 59:06
F16H 59:24
F16H 59:72

(21)Application number : 02-255757

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 25.09.1990

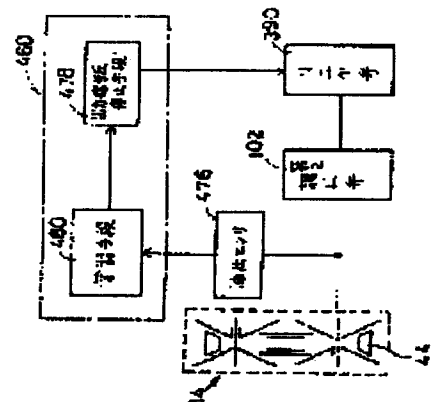
(72)Inventor : KONO KATSUMI

(54) HYDRAULIC CONTROL DEVICE FOR VEHICULAR BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent the lowering of control oil pressure regulating accuracy by detecting the actual basic oil pressure in the state of the supply of output signal pressure to a pressure regulating valve being stopped in a learning means so as to form the relation for computing the basic oil pressure.

CONSTITUTION: A hydraulic control circuit is provided with a second pressure regulating valve 102 for regulating the basic oil pressure in order to provide a transmission belt with clamping pressure, and a linear valve 390 for feeding output signal pressure changed continuously according to the driving current value to the second pressure regulating valve 102 so as to shift the basic oil pressure. In the learning means 480 of an electronic control device 460, the actual basic oil pressure is detected by an oil pressure sensor 476 in the state of the supply of the output signal pressure to the second pressure regulating valve 102 being stopped by an output signal pressure stop means 478, and the relation for computing the basic oil pressure is formed on the basis of this actual basic oil pressure. Accordingly, even if the output characteristic of the basic oil pressure is changed due to the solid difference of the second pressure regulating valve 102, the computed basic oil pressure is made desirably close to the actual basic oil pressure, so that the lowering of control oil pressure regulating accuracy caused by the solid difference and like can be prevented.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平4-131564

⑬ Int. Cl.⁹

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成4年(1992)5月6日

F 16 H 81/00
9/00
// F 16 H 58:06
59:24
59:72

8814-3 J

8814-3 J

8814-3 J

8814-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全26頁)

⑮ 発明の名称 車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置

⑯ 特 願 平2-255757

⑰ 出 願 平2(1990)9月25日

⑱ 発 明 者 河 野 克 己 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑳ 代 理 人 弁理士 池田 治幸 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置

2. 特許請求の範囲

伝動ベルトを介して動力が伝達される車両用ベルト式無段変速機において、該伝動ベルトに挟圧力を付与するために基本油圧をスロットル圧および変速比圧に基づいて調圧する調圧弁と、制御信号値に応じて連続的に変化する出力信号圧を前記調圧弁に供給し、該調圧弁により調圧される基本油圧をずらすリニア弁とを備え、予め記憶された関係からそれぞれ算出した基本油圧および最適圧力の差が解消されるように該リニア弁の出力信号圧を調節する形式の油圧制御装置であって、

前記調圧弁により調圧された油圧を検出する油圧センサと、

前記出力信号圧の前記調圧弁に対する供給を停止させる出力信号圧停止手段と、

該出力信号圧停止手段により前記調圧弁に対する出力信号圧の供給を停止させた状態で、前記油

圧センサにより実際の基本油圧を検出させ、該基本油圧に基づいて前記基本油圧を算出するための関係を構成する学習手段と、

を含むことを特徴とする車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

本発明は、車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置に関するものである。

従来の技術

変速比が自動的に変化させられる車両用ベルト式無段変速機が知られている。このベルト式無段変速機では、有効径が可変の一对の可変プーリに巻き掛けられて動力を伝達する伝動ベルトが備えられており、入力トルクに関連して変化させられる制御油圧に基づいて伝動ベルトの挟圧力が発生させられるようになっている。このベルト式無段変速機では、伝動ベルトが制御油圧(ライン圧)により挟圧され、その挟圧力に従ってトルク伝達容量が決定されるようになっている。

たとえば本出願人が先に出願した特願平2-194489号に記載されているように、上記ベルト式無段変速機には、その伝動ベルトに挟圧力を付与するために基本油圧を調圧する調圧弁と、制御信号値に応じて連続的に変化する出力信号圧を上記調圧弁に供給し、その調圧弁により調圧される基本油圧をずらすリニヤ弁とを備え、予め記憶された関係からそれぞれ算出した基本油圧および最適圧力の差が解消されるようにリニヤ弁の出力信号圧を調節する形式の油圧制御装置が設けられる場合がある。このような形式の油圧制御装置では、調圧弁によりスロットル弁開度および変速比に基づいて調圧された基本油圧が、最適油圧と一致するようにリニヤ弁の出力信号圧によりずらされることから、正確に最適油圧とされた制御油圧が得られるので、動力損失が好適に改善されるとともに、伝動ベルトの耐久性が向上する利点がある。

発明が解決すべき課題

ところで、上記油圧制御装置に備えられる調圧

と、制御信号値に応じて連続的に変化する出力信号圧を前記調圧弁に供給し、その調圧弁により調圧される基本油圧をずらすリニヤ弁とを備え、予め記憶された関係からそれぞれ算出した基本油圧および最適圧力の差が解消されるようにリニヤ弁の出力信号圧を調節する形式の油圧制御装置であって、(a)前記調圧弁により調圧された油圧を検出する油圧センサと、(b)前記出力信号圧の前記調圧弁に対する供給を停止させる出力信号圧停止手段と、(c)その出力信号圧停止手段により前記調圧弁に対する出力信号圧の供給を停止させた状態で、前記油圧センサにより実際の基本油圧を検出させ、その基本油圧に基づいて前記基本油圧を算出するための関係を構成する学習手段とを、含むことにある。

作用および発明の効果

このようにすれば、学習手段において、出力信号圧停止手段により前記調圧弁に対する出力信号圧の供給を停止させた状態で、前記油圧センサにより実際の基本油圧が検出され、その基本油圧に

弁は、通常、スロットル開度検知弁から出力されるスロットル弁開度に対応した大きさのスロットル圧と、変速比検知弁から出力される変速比に対応した大きさの変速比圧とに基づいて作動することにより基本油圧を発生させるように構成されているため、固体差などに起因して実際の基本油圧がその計算値とずれることがあり、このような場合には、伝動ベルトの挟圧力を制御するための制御油圧値の精度が得られなくなる欠点があった。

本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、基本油圧を発生させる調圧弁の固体差などに起因して制御油圧の調圧精度が低下することのない車両用ベルト式無段変速機の油圧制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

斯る目的を達成するための本発明の要旨とするところは、伝動ベルトを介して動力が伝達される車両用ベルト式無段変速機において、その伝動ベルトに挟圧力を付与するために基本油圧をスロットル圧および変速比圧に基づいて調圧する調圧弁

に基づいて前記基本油圧を算出するための関係が構成される。このため、調圧弁の固体差により基本油圧の出力特性が変化しても、修正後の関係から算出される基本油圧が実際の基本油圧と好適に近似させられるので、調圧弁の固体差などに起因する制御油圧調圧精度の低下が防止されるのである。

実施例

以下、本発明の一実施例を図面に基いて詳細に説明する。

第2図において、エンジン10の動力は、ロックアップクラッチ付流体継手12、ベルト式無段変速機(以下、CVTという)14、前後進切換装置16、中間ギヤ装置18、および差動歯車装置20を経て駆動軸22に連結された駆動軸24へ伝達されるようになっている。

流体継手12は、エンジン10のクランク軸26と接続されているポンプ羽根車28と、CVT14の入力軸30に固定されポンプ羽根車28からのオイルにより回転させられるタービン羽根車32と、ダンパ34を介して入力軸30に固定さ

れたロックアップクラッチ36と、後述の係合側油路322に接続された係合側油室33および後述の解放側油路324に接続された解放側油室35とを備えている。流体継手12内は常時作動油で満たされており、たとえば車速が所定値以上となったとき、或いはポンプ羽根車28とタービン羽根車32との回転速度差が所定値以下になると係合側油室33へ作動油が供給されるとともに解放側油室35から作動油が流出されることにより、ロックアップクラッチ36が係合して、クランク軸26と入力軸30とが直結状態とされる。反対に、上記車速が所定値以下になったとき、或いは上記回転速度差が所定値以上になると、解放側油室35へ作動油が供給されるとともに係合側油室33から作動油が流出されることにより、ロックアップクラッチ36が解放される。

CVT14は、その入力軸30および出力軸38にそれぞれ設けられた同径の変速プーリ40および42と、それら変速プーリ40および42に巻き掛けられた伝動ベルト44とを備えている。

され且つ互いに噛み合う一対の遊星ギヤ62および64と、前後進切換装置16の入力軸(CVT14の出力軸)38に固定され且つ内周側の遊星ギヤ62と噛み合うサンギヤ66と、外周側の遊星ギヤ64と噛み合うリングギヤ68と、リングギヤ68の回転を停止するための後進用ブレーキ70と、上記キャリア60と前後進切換装置16の入力軸38とを連結する前進用クラッチ72とを備えている。後進用ブレーキ70および前進用クラッチ72は油圧により作動させられる形式の摩擦係合装置であって、それらが共に係合しない状態では前後進切換装置16が中立状態とされて動力伝達が遮断される。しかし、前進用クラッチ72が係合させられると、CVT14の出力軸38と前後進切換装置16の出力軸58とが直結されて車両前進方向の動力が伝達される。また、後進用ブレーキ70が係合させられると、CVT14の出力軸38と前後進切換装置16の出力軸58との間で回転方向が反転されるので、車両後進方向の動力が伝達される。

変速プーリ40および42は、入力軸30および出力軸38にそれぞれ固定された固定回転体46および48と、入力軸30および出力軸38にそれぞれ軸方向の移動可能かつ軸回りの相対回転不能に設けられた可動回転体50および52とから成り、可動回転体50および52が油圧アクチュエータとして機能する一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56によって移動させられることによりV溝幅すなわち伝動ベルト44の掛り径(有効径)が変更されて、CVT14の変速比 γ (=入力軸30の回転速度 $N_{i.}$ /出力軸38の回転速度 $N_{o.}$)が変更されるようになっている。変速プーリ40および42は同径であるため、上記油圧シリンダ54および56は同様の受圧面積を備えている。通常、油圧シリンダ54および56のうちの従動側に位置するものの圧力は伝動ベルト44の張力と関連させられる。

前後進切換装置16は、よく知られたダブルピニオン型遊星歯車機構であって、その出力軸58に固定されたキャリア60により回転可能に支持

第3図は、車両用動力伝達装置を制御するための第2図の油圧制御回路を詳しく示している。オイルポンプ74は本油圧制御回路の油圧源を構成するものであって、流体継手12のポンプ羽根車28とともに一体的に連結されることにより、クランク軸26によって常時回転駆動されるようになっている。オイルポンプ74は図示しないオイルタンク内へ還流した作動油をストレーナ76を介して吸入し、また、戻し油路78を介して戻された作動油を吸入して第1ライン油路80へ圧送する。本実施例では、第1ライン油路80内の作動油がオーバーフロー(リリーフ)型式の第1調圧弁100によって戻し油路78およびロックアップクラッチ圧油路92へ漏出させられることにより、第1ライン油路80内の第1ライン油圧 P_1 が調圧されるようになっている。また、減圧弁型式の第2調圧弁102によって第1ライン油圧 P_1 が減圧されることにより第2ライン油路82内の第2ライン油圧 P_2 が調圧されるようになっている。この第2ライン油圧 P_2 は、前

記伝動ベルト44の張力を制御するために調圧されるから、本実施例の張力制御圧に対応する。

まず、第2調圧弁102の構成を説明する。第4図に示すように、第2調圧弁102は、第1ライン油路80と第2ライン油路82との間を開閉するスプール弁子110、スプリングシート112、リターンスプリング114、プランジャ116を備えている。スプール弁子110の軸端には、順に径が大きい第1ランド118、第2ランド120、第3ランド122が順次形成されている。第2ランド120と第3ランド122との間には第2ライン油圧 P_{L2} がフィードバック圧として絞り124を通して導入される室126が設けられており、スプール弁子110が第2ライン油圧 P_{L2} により閉弁方向へ付勢されるようになっている。また、スプール弁子110の第1ランド118の端面側には、絞り128を介して後述の変速比圧 P_r が導かれる室130が設けられており、スプール弁子110が変速比圧 P_r により開弁方向へ付勢されるようになっている。第2調圧弁1

02内においてはリターンスプリング114の開弁方向の付勢力がスプリングシート112を介してスプール弁子110に付与されている。また、プランジャ116にはランド117とそれよりやや大径のランド119とが形成されており、そのランド117の端面側には後述のスロットル圧 P_{L1} を作用させるための室132が設けられて、スプール弁子110がこのスロットル圧 P_{L1} により開弁方向へ付勢されるようになっている。

したがって、第1ランド118の受圧面積を A_1 、第2ランド120の断面の面積を A_2 、第3ランド122の断面の面積を A_3 、プランジャ116のランド117の受圧面積を A_4 、リターンスプリング114の付勢力を W とすると、スプール弁子110は次式(1)が成立する位置において基本的に平衡させられる。すなわち、スプール弁子110が式(1)にしたがって移動させられることにより、ポート134aに導かれている第1ライン油路80内の作動油がポート134bを介して第2ライン油路82へ流入させられる状態と、ポート13

4bに導かれている第2ライン油路82内の作動油がドレンに連通するドレンポート134cへ流される状態とが繰り返されて、第2ライン油圧 P_{L2} が発生させられるのである。上記第2ライン油路82は比較的閉じられた系であるので、第2調圧弁102は上記のように相対的に高い油圧である第1ライン油圧 P_{L1} を減圧することにより第2ライン油圧 P_{L2} を第4図に示すように発生させるのである。

$$P_{L2} = (A_4 \cdot P_{L1} + W - A_1 \cdot P_r) / (A_2 - A_3) \quad \dots (1)$$

なお、上記スプール弁子110の第1ランド118と第2ランド120との間には、後述の第1リレー弁380を通して信号圧 P_{sig} が導入される室136が設けられており、スプール弁子110がその信号圧 P_{sig} により開弁方向へ付勢されると、その大きさに応じて第2ライン油圧 P_{L2} が減圧されるようになっている。また、前記プラン

ジャ116のランド117とランド119との間には、上記第1リレー弁380および後述の第2リレー弁440、絞り135を介して制御圧 P_{con} を作用させて第2ライン油圧 P_{L2} を昇圧させるための昇圧用油室133が設けられており、第2ライン油圧 P_{L2} が上記信号圧 P_{sig} に応じて増圧されるようになっている。上記の場合における第2ライン油圧 P_{L2} の特性については後で詳述する。

第1調圧弁100は、第5図に示すように、スプール弁子140、スプリングシート142、リターンスプリング144、第1プランジャ146、およびその第1プランジャ146の第2ランド155と同径の第2プランジャ148をそれぞれ備えている。スプール弁子140は、第1ライン油路80に連通するポート150aとドレンポート150bまたは150cとの間を開閉するものであり、その第1ランド152の端面にフィードバック圧としての第1ライン油圧 P_{L1} を絞り151を介して作用させるための室153が設けられ

ており、この第1ライン油圧 P_{L1} によりスプール弁子140が閉弁方向へ付勢されるようになっている。スプール弁子140と同軸に設けられた第1プランジヤ146の第1ランド154と第2ランド155との間にはスロットル圧 P_{L2} を導くための室156が設けられており、また、第2ランド155と第2プランジヤ148との間には一次側油圧シリング54内の油圧 P_{L1} を分岐油路305を介して導くための室157が設けられており、さらに第2プランジヤ148の端面には第2ライン油圧 P_{L2} を導くための室158が設けられている。前記リターンズスプリング144の付勢力は、スプリングシート142を介してスプール弁子140に閉弁方向に付与されているので、スプール弁子140の第1ランド152の受圧面積を A_1 、第1プランジヤ146の第1ランド154の断面積を A_2 、第2ランド155および第2プランジヤ148の断面積を A_3 、リターンズスプリング144の付勢力を W とすると、スプール弁子140は次式(2)が成立する位置において平衡さ

せられ、第1ライン油圧 P_{L1} が調圧される。

$$P_{L1} = \frac{[(P_{L2} \text{ or } P_{L3}) \cdot A_3 + P_{L1}(A_2 - A_1) + W]}{A_1} \quad \dots (2)$$

上記第1調圧弁100において、一次側油圧シリング54内油圧 P_{L1} が第2ライン油圧 P_{L2} (定常状態では $P_{L2} =$ 二次側油圧シリング56内油圧 P_{L3})よりも高い場合には、第1プランジヤ146と第2プランジヤ148との間が離間して上記一次側油圧シリング54内油圧 P_{L1} による推力がスプール弁子140の閉弁方向に作用するが、一次側油圧シリング54内油圧 P_{L1} が第2ライン油圧 P_{L2} よりも低い場合には、第1プランジヤ146と第2プランジヤ148とが当接することから、上記第2プランジヤ148の端面に作用している第2ライン油圧 P_{L2} による推力がスプール弁子140の閉弁方向に作用する。すなわち、一次側油圧シリング54内油圧 P_{L1} と第2ライン

油圧 P_{L2} とを受ける第2プランジヤ148がそれらの油圧のうちの高い方の油圧に基づく作用力をスプール弁子140の閉弁方向に作用させるのである。なお、スプール弁子140の第1ランド152と第2ランド159との間に設けられた室160はドレンへ開放されている。

第3図に戻って、スロットル圧 P_{L2} はエンジン10における実際のスロットル弁開度 θ_{L1} を表すものであり、スロットル弁開度検知弁180によって発生させられる。また、変速比圧 P_r はCVT14の実際の変速比を表すものであり、変速比検知弁182によって発生させられる。スロットル弁開度検知弁180は、図示しないスロットル弁とともに回転させられるカム184と、このカム184のカム面に係合し、このカム184の回転角度と関連して軸方向へ駆動されるプランジヤ186と、スプリング188を介して付与されるプランジヤ186からの推力と第1ライン油圧 P_{L1} による推力とが平衡した位置に位置させられることにより第1ライン油圧 P_{L1} を減圧し、実

際のスロットル弁開度 θ_{L1} に対応したスロットル圧 P_{L2} を発生させるスプール弁子190とを備えている。第6図は上記スロットル圧 P_{L2} と実際のスロットル弁開度 θ_{L1} との関係を示すものであり、スロットル圧 P_{L2} は油路84を通して第1調圧弁100、第2調圧弁102、第3調圧弁220、およびロックアップクラッチ圧調圧弁310にそれぞれ供給される。

また、変速比検知弁182は、CVT14の入力側可動回転体50に接触してその軸線方向の変位置に等しい変位置だけ軸線方向へ移動させられる検知棒192と、この検知棒192の位置に対応して付勢力を伝達するスプリング194と、このスプリング194からの付勢力を受ける一方、第2ライン油圧 P_{L2} を受けて両者の推力が平衡した位置に位置させられることにより、ドレンへの排出流量を変化させるスプール弁子198とを備えている。したがって、たとえば変速比 r が小さくなってCVT14の入力側の固定回転体46に対して可動回転体50が接近(V溝幅縮小)す

ると、上記検知棒192が押し込まれる。このため、第2ライン油路82からオリフィス196を通して供給され且つスプール弁子198により drenへ排出される作動油の流量が減少させられるので、オリフィス196よりも下流側の作動油圧が高められる。この作動油圧が変速比圧 P_r であり、第7図に示すように、変速比 r の減少(増速側への変化)とともに増大させられる。そして、このようにして発生させられた変速比圧 P_r は、油路86を通して第2調圧弁102および第3調圧弁220へそれぞれ供給される。

ここで、上記変速比検出弁182は、オリフィス196を通して第2ライン油路82から供給される第2ライン油圧 P_{L2} の作動油の逃がし量を変化させることにより変速比圧 P_r を発生させるものであるから、変速比圧 P_r は第2ライン油圧 P_{L2} 以上の値となることが制限されている一方、前記(1)式に従って作動する第2調圧弁102では変速比圧 P_r の増加に伴って第2ライン油圧 P_{L2} を減少させる。このため、変速比圧 P_r が所定値

まで増加して第2ライン油圧 P_{L2} と等しくなると、それ以降は両者ともに飽和して一定となる。第8図は、第2調圧弁102において、上記の変速比圧 P_r に関連して前記(1)式に従って調圧される基本出力圧(第2ライン油圧 P_{L2} の最大値) P_{max} の出力特性を示している。すなわち、変速比 r に関連して低圧側ライン油圧に求められる第9図に示す伝動ベルト44の張力を最適値とするための最適制御圧、すなわち理想圧 P_{opt} を示す曲線に比較的近似した特性が弁機構のみによって得られるのであり、連続的に制御される電磁式圧力制御サーボ弁を用いて第2ライン油圧 P_{L2} を発生させる場合と比較して油圧回路が大幅に安価になる利点がある。上記第2調圧弁102の弁機構により得られる第8図の基本油圧 P_{max} は、第2調圧弁102のスプール弁子110やブランジ+116の受圧面積等に関連して機械的に定まる値であり、急変速時においても充分な快圧力が得られるように理想圧 P_{opt} より高く設定されている。

前記第3調圧弁220は、前後進切換装置16の後進用ブレーキ70および前進用クラッチ72を作動させるための最適な第3ライン油圧 P_{L3} を発生させるものである。この第3調圧弁220は、第1ライン油路80と第3ライン油路88との間を開閉するスプール弁子222、スプリングシート224、リターンスプリング226、およびブランジ+228を備えている。スプール弁子222の第1ランド230と第2ランド232との間には第3ライン油圧 P_{L3} がフィードバック圧として絞り234を通して導入される室236が設けられており、スプール弁子222が第3ライン油圧 P_{L3} により開弁方向へ付勢されるようになっている。また、スプール弁子222の第1ランド230側には変速比圧 P_r が導かれる室240が設けられており、スプール弁子222が変速比圧 P_r により開弁方向へ付勢されるようになっている。第3調圧弁220内においてはリターンスプリング226の開弁方向付勢力がスプリングシート224を介してスプール弁子222に付

与されている。また、ブランジ+228の端面にスロットル圧 P_{sl} を作用させるための室242が設けられており、スプール弁子222がこのスロットル圧 P_{sl} により開弁方向へ付勢されるようになっている。また、ブランジ+228の第1ランド244とそれより小径の第2ランド246との間には、後進時のみに第3ライン油圧 P_{L3} を導くための室248が設けられている。このため、第3ライン油圧 P_{L3} は、前記(1)式と同様な式から、変速比圧 P_r およびスロットル圧 P_{sl} に基づいて最適な値に調圧されるのである。この最適な値とは、前進用クラッチ72或いは後進用ブレーキ70において滑りが発生することなく確実にトルクを伝達できるようにするために必要かつ充分な値である。また、後進時においては、上記室248内へ第3ライン油圧 P_{L3} が導かれるため、スプール弁子222を開弁方向へ付勢する力が増加させられて第3ライン油圧 P_{L3} が高められる。これにより、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70において、前進時および後進時にそれ

ぞれ過したトルク容量が得られる。

上記のように調圧された第3ライン油圧 P_L は、マニュアルバルブ250によって前進用クラッチ72或いは後進用ブレーキ70へ選択的に供給されるようになっている。すなわち、マニュアルバルブ250は、車両のシフトレバー252の操作と関連して移動させられるスプール弁子254を備えており、L（ロー）、S（セカンド）、D（ドライブ）レンジのような前進レンジへ操作されている状態では、第3ライン油圧 P_L を専ら出力ポート258から出力して前進用クラッチ72へ供給すると同時に後進用ブレーキ70からドレンへの排油を許容する。反対に、R（リバース）レンジへ操作されている状態では第3ライン油圧 P_L を出力ポート256からリバースインヒビット弁420のポート422aおよび422bへ供給し、更に、そのリバースインヒビット弁420を通して後進用ブレーキ70へ供給すると同時に前進用クラッチ72からの排油を許容し、N（ニュートラル）、P（パーキング）レンジへ

操作されている状態では、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70からの排油を共に許容する。なお、アキュムレータ342および340は、緩やかに油圧を立ち上げて摩擦係合を滑らかに進行させるためのものであり、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70にそれぞれ接続されている。また、シフトタイミング弁210は、前進用クラッチ72の油圧シリンダ内油圧の高まりに応じて絞り212を閉じることより、過渡的な流入流量を調節する。

前記第1調圧弁100により調圧された第1ライン油圧 P_L 、および第2調圧弁102により調圧された第2ライン油圧 P_L は、CVT14の変速比 γ を調節するために、変速制御弁装置260により一次側油圧シリンダ54および二次側油圧シリンダ56の一方および他方へ供給されている。上記変速制御弁装置260は変速方向切換弁262および流量制御弁264から構成されている。なお、それら変速方向切換弁262および流量制御弁264を駆動するための第4ライン油圧

P_L は第4調圧弁170により第1ライン油圧 P_L に基づいて発生させられ、第4ライン油路370により導かれるようになっている。

上記第4調圧弁170は、第1ライン油路80と第4ライン油路370との間を開閉するスプール弁子171と、そのスプール弁子171を開弁方向に付勢するスプリング172とを備えている。上記スプール弁子171の第1ランド173と第2ランド174との間には、フィードバック圧として作用させるために第4ライン油圧 P_L を導入する室176が設けられる一方、スプール弁子171のスプリング172側端面に当接するプランジ175の端面側には、開弁方向に作用させる後述の信号圧 P_{sig} を導入する室177が設けられ、スプール弁子171の非スプリング172側の端面は大気開放されている。このように構成された第4調圧弁170では、スプール弁子171が、第4ライン油圧 P_L に対応したフィードバック圧に基づく開弁方向の付勢力と、スプリング172による開弁方向の付勢力および信号圧

P_{sig} に基づく開弁方向の付勢力とが平衡するように作動させられる結果、第4ライン油圧 P_L が後述の信号圧 P_{sig} の大きさに対応した値に調圧される。

第10図に詳しく示すように、変速方向切換弁262は、第1電磁弁266によって制御されるスプール弁であって、ドレンに連通するドレンポート278aと、第1接続油路270、第1絞り271を備えた第2接続油路272、および第3接続油路274にそれぞれ連通するポート278b、278d、および278fと、第1ライン油圧 P_L が絞り276を通して供給されるポート278cと、第1ライン油圧 P_L が供給されるポート278eと、第2ライン油圧 P_L が供給されるポート278gと、移動ストロークの一端（図の上端）である減速側位置（オン側位置）と移動ストロークの他端（図の下端）である増速側位置（オフ側位置）との間において滑動可能に配置されたスプール弁子280と、このスプール弁子280を増速側位置に向かって付勢するスプリング

282とを備えている。変速方向切換弁として機能する上記スプール弁子280には、4つのランド279a、279b、279c、279dが設けられている。上記スプール弁子280のスプリング282側の端面は大気に開放されている。しかし、スプール弁子280の下端側の端面には、第1電磁弁266のオン状態、すなわち閉状態では第4調圧弁170により調圧された第4ライン油圧P_Lが作用させられるが、第1電磁弁266のオフ状態、すなわち開状態では絞り284よりも下流側が排圧されて第4ライン油圧P_Lが作用させられない状態となる。第1電磁弁266が図のON側に示す状態となると、変速方向切換弁262も図のON側に示す位置となり、第1電磁弁266が図のOFF側に示す状態となると、変速方向切換弁262も図のOFF側に示す位置となるのである。このため、第1電磁弁266がオン状態である期間は、スプール弁子280が減速側位置に位置させられてドレンポート278aとポート278bとの間、ポート278cとポ-

ート278fとの間がそれぞれ開かれるとともに、ポート278bと278cとの間、ポート278dと278eとの間、およびポート278fと278gとの間がそれぞれ閉じられるが、第1電磁弁266がオフ状態である期間はスプール弁子280が増速側位置に位置させられて上記と逆の切換状態となる。

なお、上記変速方向切換弁262には、スプール弁子280と同軸に配設されてそれに当接可能なプランジヤ281と、リニヤ弁390により発生させられる信号圧P_{sig}を油路285を介して受け入れてスプール弁子280が減速側位置に向かう方向の推力を発生させる減速用油室283とが設けられている。この信号圧P_{sig}は、第1電磁弁266および第2電磁弁268のソレノイドS1およびS2の故障時において変速方向切換弁262を減速側へ切り換えるためにも用いられる。



前記流量制御弁264は第2電磁弁268によって制御されるスプール弁であって、本実施例では変速速度制御弁として機能する。流量制御弁264は、一次側油圧シリンダ54に一次側油路300を介して連通し且つ第2接続油路272に連通するポート286aと、第1接続油路270および第3接続油路274にそれぞれ連通するポート286bおよび286dと、二次側油路302を介して二次側油圧シリンダ56に連通するポート286cと、移動ストロークの一端（図の上端）である増速変速モードにおける流量非抑制側位置と移動ストロークの他端（図の下端）である増速変速モードにおける流量抑制側位置との間において揺動可能に配設されたスプール弁子288と、このスプール弁子288を上記流量抑制側位置に向かって付勢するスプリング290とを備えている。流量制御弁子として機能する上記スプール弁子288には、各ポート間を開閉するための3つのランド287a、287b、287cが設けられている。変速方向切換弁262と同様に上記ス-

プール弁子288のスプリング290側の端面は大気に開放されているため油圧が作用されていない。しかし、スプール弁子288の下端側の端面には、第2電磁弁268のオン状態、すなわち閉状態では第4調圧弁170により調圧された第4ライン油圧P_Lが作用させられ、オフ状態、すなわち開状態では絞り292よりも下流側が排圧されて第4ライン油圧P_Lが作用させられない状態となる。第2電磁弁268が図のON側に示す状態となると、流量制御弁264は図のON側に示す作動位置となり、第2電磁弁268が図のOFF側に示す状態となると、流量制御弁264は図のOFF側に示す作動位置となるのである。このため、第2電磁弁268がオン状態（デューティ比が100%）である期間は、スプール弁子288が前記流量非抑制側位置に位置させられてポート286aとポート286bとの間、ポート286cと286dとの間がそれぞれ開かれるが、第2電磁弁268がオフ状態（デューティ比が0%）である期間はスプール弁子288が前記流量

抑制側位置に位置させられて上記と逆の切換状態となる。

そして、二次側油圧シリンダ56は、互いに並列な絞り296およびチェック弁298を備えたバイパス油路295を介して第2ライン油路82と接続されている。そのチェック弁298は、二次側油圧シリンダ56内を相対的に高压側とする減速変速のときやエンジンブレーキ走行時において、二次側油圧シリンダ56へ第1ライン油圧 P_1 が供給されたとき、二次側油圧シリンダ56内の作動油が第2ライン油路82へ大量に流出して二次側油圧シリンダ56内油圧 P_{56} ($=P_1$)が低下しないようにするとともに、緩やかな減速変速のときに第2ライン油圧 P_2 から二次側油圧シリンダ56内へ作動油が供給されるようにするためのものである。また、絞り296およびチェック弁298により、流量制御弁284のデューティ駆動に同期して二次側油圧シリンダ内油圧 P_{56} に生じる原動が好適に緩和される。すなわち、二次側油圧シリンダ内油圧 P_{56} の原動にお

いてスパイク状の上ピークは絞り296により速がされ、 P_{56} の下ピークはチェック弁298を通して補填されるからである。なお、チェック弁298は、平面状の座面を備えた弁座299と、その座面に当接する平面状の当接面を備えた弁子301と、その弁子301を弁座299に向かって付勢するスプリング303とを備え、 0.2 kg/cm^2 程度の圧力差で開かれるようになっている。また、一次側油路300において、第2接続油路272の合流点と分岐油路305の分岐点との間には、第2絞り273が設けられている。ここで、絞り273は、急減速変速時の速度を決定するものであり、急減速変速時に伝動ベルト44のすべりが発生しない範囲で最大速度となるように設定される。また、前記絞り271および絞り298は緩増速時の速度を決定するものであり、前記絞り276は急増速変速時の速度を決定するものである。

したがって、第1電磁弁266がオンである状態では、第2電磁弁268の作動状態に拘わらず、

CVT14の変速比 r が減速方向へ変化させられる。たとえば、上記第2電磁弁268がオン状態であるときには、第1ライン油路80内の作動油は、ポート278e、ポート278f、第3接続油路274、ポート286d、ポート286c、二次側油路302を通して二次側油圧シリンダ56へ流入させられる一方、一次側油圧シリンダ54内の作動油は、一次側油路300、ポート286a、ポート286b、第1接続油路270、ポート278b、ドレンポート278aを通してドレンへ排出される。これにより、第11図の(イ)に示すように変速比 r は減速方向へ急速に変化させられる。

また、第1電磁弁266がオン状態であるときに第2電磁弁268がオフ状態とされたときには、第2ライン油路82内の作動油はバイパス油路295において並列に設けられた絞り296およびチェック弁298を通して二次側油圧シリンダ56内へ供給されるとともに、一次側油圧シリンダ54内の作動油はそのピストンの揺動部分などに

積極的に或いは必然的に形成された僅かな隙間を通して徐々に排出される。これにより、第11図の(ハ)に示すように変速比 r は減速方向へ緩やかに変化させられる。

そして、第1電磁弁266がオン状態であるときに第2電磁弁268がデューティ駆動されるときには、上記(イ)と(ハ)の中間的な変速状態となるため、第2電磁弁268のデューティ比に応じた速度で変速比 r が減速側へ変化させられる。第11図の(ロ)はこの状態を示している。

反対に、第1電磁弁266がオフである状態では、第2電磁弁268の作動状態に拘わらず、CVT14の変速比 r は増速方向(変速比 r の減少方向)へ変化させられる。たとえば、第1電磁弁266がオフである状態であるときに第2電磁弁268がオン状態とされると、第1ライン油路80内の作動油は、絞り276、ポート278c、ポート278b、第1接続油路270、ポート286b、ポート286a、一次側油路300を通して一次側油圧シリンダ54内へ流入させられる

とともに、ポート278e、ポート278d、第2接続油路272、一次側油路300を通して一次側油圧シリンダ54へ流入させられる一方、二次側油圧シリンダ56内の作動油は、二次側油路302、ポート286c、ポート286d、第3接続油路274、ポート278f、ポート278gを通して第2ライン油路82へ排出される。これにより、第11図の(へ)に示すように変速比 r が速やかに増速方向へ変化させられる。

また、第1電磁弁266がオフである状態であるときに第2電磁弁268がオフ状態とされると、第1接続油路270が流量制御弁264によって閉じられるので、第1ライン油路80内の作動油は専ら第1絞り271を備えた第2接続油路272を通して一次側油圧シリンダ54へ供給されるとともに、二次側油圧シリンダ56内の作動油は絞り286を通して第2ライン油路82へ徐々に排出される。このため、上記第1絞り271および絞り286の作用により、第11図の(ニ)に示すように変速比 r が緩やかに増速方向へ変化さ

せられる。

そして、第1電磁弁266がオフ状態であるときに第2電磁弁268がデューティ駆動されたときには、上記(へ)と(ニ)の中間的な変速状態となるため、第2電磁弁268のデューティ比に応じた速度で変速比 r が増速側へ変化させられる。第11図の(ホ)はこの状態を示している。

ここで、CVT14における第1ライン油圧 P_{L1} は、正駆動走行時(駆動トルク T が正の時)には第12図に示すような油圧値が望まれ、また、エンジンプレーキ走行時(駆動トルク T が負の時)には第13図に示すような油圧値が望まれる。第12図および第13図は、いずれも入力軸30が一定の軸トルクで回転させられている状態で、変速比 r を全範囲内で変化させたときに必要とされる油圧値を示したものである。本実施例では、一次側油圧シリンダ54と二次側油圧シリンダ56の受圧面積が等しいので、第12図の正駆動走行時には一次側油圧シリンダ54内の油圧 $P_{1a} >$ 二次側油圧シリンダ56内の油圧 P_{2a} 、第13図

のエンジンプレーキ走行時には $P_{2a} > P_{1a}$ であり、いずれも駆動側油圧シリンダ内油圧 $>$ 被駆動側油圧シリンダ内油圧となる。正駆動走行時における上記 P_{1a} は駆動側の油圧シリンダの推力を発生させるものであるもので、その油圧シリンダに目標とする変速比 r を得るための推力が発生し得るように、また動力損失を少なくするために、第1ライン油圧 P_{L1} は上記 P_{1a} に必要且つ充分な余裕油圧 α を加えた値に調圧されることが望まれる。しかし、上記第12図および第13図に示す第1ライン油圧 P_{L1} を一方の油圧シリンダ内油圧に基づいて調圧することは不可能であり、このため、本実施例では、前記第1調圧弁100には第2ブランジヤ148が設けられ、 P_{1a} および第2ライン油圧 P_{L2} のうちの何れか高い油圧に基づく付勢力が第1調圧弁100のスプール弁子140へ伝達されるようになっている。これにより、たとえば第14図に示すような、 P_{1a} を示す曲線と P_{2a} を示す曲線とが交差する無負荷走行時には、第1ライン油圧 P_{L1} が P_{1a} および第2ライン油

圧 P_{L2} の何れか高い油圧値に余裕値 α を加えた値に制御される。これにより、第1ライン油圧 P_{L1} は必要かつ充分な値に制御され、動力損失が可及的に小さくされている。因に、第14図の破線に示す第1ライン油圧 P_{L1}' は第2ブランジヤ148が設けられていない場合のものであり、変速比 r が小さい範囲では不要に大きな余裕油圧が発生させられている。

前記余裕値 α は、CVT14の変速比変化範囲全域内において所望の速度で変速比 r を変化させて所望の変速比 r を得るに足る必要かつ充分な値であり、(2)式から明らかなように、スロットル圧 P_{1s} に関連して第1ライン油圧 P_{L1} が高められている。前記第1調圧弁100の各部の受圧面積およびリターンスプリング144の付勢力がそのように設定されているのである。このとき、第1調圧弁100により調圧される第1ライン油圧 P_{L1} は、第15図に示すように、 P_{1a} もしくは P_{2a} とスロットル圧 P_{1s} とにしたがって増加するが、スロットル圧 P_{1s} に対応した最大値において飽和

させられるようになっている。これにより、変速比 r が最小値となって一次側可変プーリ40のV溝槽の減少が機械的に阻止された状態で一次側油圧シリンダ54内の油圧 P_{11} が増大しても、それよりも常に余裕値 α だけ高く制御される第1ライン油圧 P_{11} の過昇圧が防止されるようになっている。

第1図に戻って、第1調圧弁100のポート150bから流出させられた作動油は、ロックアップクラッチ圧油路92に導かれ、ロックアップクラッチ圧調圧弁310により流体継手12のロックアップクラッチ36を作動させるために適した圧力のロックアップクラッチ油圧 P_{11} に調圧されるようになっている。すなわち、上記ロックアップクラッチ圧調圧弁310は、フィードバック圧としてロックアップクラッチ油圧 P_{11} を受けて開弁方向に付勢されるスプール弁子312と、このスプール弁子312を開弁方向に付勢するスプリング314と、スロットル圧 P_{11} が供給される室316と、その室316の油圧を受けてスプール

弁子312を開弁方向に付勢するプランジ+317とを備えており、スプール弁子312が上記フィードバック圧に基づく推力とスプリング314の推力とが平衡するように作動させられてロックアップクラッチ圧油路92内の作動油を流出させることにより、スロットル圧 P_{11} に応じて高くなるロックアップクラッチ油圧 P_{11} を発生させる。これにより、エンジン10の実際の出力トルクに応じた必要且つ充分な係合力でロックアップクラッチ36に係合させられる。上記ロックアップクラッチ圧調圧弁310から流出させられた作動油は、絞り318および潤滑油路94を通してトランスミッションの各部の潤滑のために送出されるとともに、戻し油路78に運搬させられる。

第3電磁弁330はそのオフ状態において絞り331よりも下流側をドレンに排圧し且つオン状態において前記第4ライン油路370の第4ライン油圧 P_{11} と同じ圧力の信号圧 P_{111} を発生させる。第4電磁弁340はそのオフ状態において絞り344よりも下流側をドレンに排圧し且つそ

のオン状態において第4ライン油圧 P_{11} と同じ圧力の信号圧 P_{111} を発生させる。リニヤ弁390は、減圧弁形式の弁機構を有しており、第16図に詳しく示すように、第4ライン油圧 P_{11} を元圧として調圧することにより出力信号圧 P_{111} を発生させるためにバルブボデー397のシリンダボア398内に摺動可能に嵌め入れられたスプール弁子391と、電子制御装置460から供給される駆動電流（制御信号値） I_{111} によって励磁されるリニヤソレノイド392と、このリニヤソレノイド392の励磁状態に関連してスプール弁子391を昇圧側へ付勢するコア393と、スプール弁子391を降圧側へ付勢するスプリング394と、スプール弁子391を降圧側へ付勢するために前記出力信号圧 P_{111} が導かれるフィードバック油室395とを備えている。上記スプール弁子391は、コア393から付与される昇圧側への付勢力とスプリング394から付与される降圧側への付勢力とが平衡する位置へ移動するように作動させられることにより、第17図に示す

出力特性に従い、電子制御装置460から供給される駆動電流 I_{111} に基づいて出力信号圧 P_{111} を変化させる。このようにして第4ライン油圧 P_{11} を元圧として調圧された信号圧 P_{111} は、リニヤ弁390の出力ポート396から第1リレー弁380のポート382bへ供給される。

本実施例では、上記各信号圧 P_{111} 、 P_{1111} 、 P_{11111} の組み合わせにより後述のロックアップクラッチの係合および急解放制御、アキュムレータの背圧制御、Nレンジのライン油圧ダウン制御、高車速時のライン油圧ダウン制御、リバースインヒビット制御など複数種類の制御が実行されるようになっている。また、上記信号圧 P_{1111} は、第1電磁弁266および第2電磁弁268のソレノイド故障時において変速方向切換弁262を減速側へ切り換えるためにも使用されるようになっている。

ロックアップクラッチ36の係合および急解放制御に関連するロックアップクラッチ制御弁320およびロックアップクラッチ急解放弁400に

ついて説明する。このロックアップクラッチ制御弁320は、ロックアップクラッチ油圧P_uに調圧された油路92内の作動油を、流体継手12の係合側油路322および解放側油路324へ択一的に供給してロックアップクラッチ36に係合状態または解放状態とするものであり、また、ロックアップクラッチ急解放弁400はロックアップクラッチ36の解放時に流出する作動油をオイルクーラ339を通さずにドレンさせることにより速やかにロックアップクラッチ36を解放させるものである。

ロックアップクラッチ制御弁320は、2位置作動形式のスプール弁であって、ロックアップクラッチ36に係合させるとき（図のオン側）はロックアップクラッチ油圧P_uが供給されるポート321cとポート321d、ポート321bとドレンポート321a、ポート321eとポート321fを連通させ、ロックアップクラッチ36を解放させるとき（図のオフ側）はポート321cとポート321b、ポート321dとポート32

1e、ポート321fとドレンポート321aを連通させるスプール弁子326と、スプール弁子326を解放側（オフ側）へ付勢するスプリング328とを備えている。スプール弁子326の下端側（非スプリング328側）には、第3電磁弁330がオン状態のときに発生させられる信号圧P_{sig}が導入される室332が配設されている。

ロックアップクラッチ急解放弁400は、2位置作動形式のスプール弁であって、絞り401を介してクラッチ圧油路92と連通するポート402a、解放側油路324と連通するポート402b、ロックアップクラッチ制御弁320のポート321bと連通するポート402c、ロックアップクラッチ制御弁320のポート321fと連通するポート402d、係合側油路322と連通するポート402e、ロックアップクラッチ制御弁320のポート321dと連通するポート402fと、通常時（図のオフ側）は上記ポート402bとポート402c、ポート402eとポート402fを連通させ、急解放時（図のオン側）は上

記ポート402aとポート402b、ポート402dとポート402eを連通させるスプール弁子406と、このスプール弁子406を急解放側位置へ向かって付勢するスプリング408とを備えている。上記スプール弁子406の下端側の室410は、第4電磁弁346がオン状態であるときに発生させられる信号圧P_{sig}が導かれるようになっている。図に示すように、第3電磁弁330のオン側およびオフ側位置とロックアップクラッチ制御弁320のオン側およびオフ側位置とは作動的に対応させられており、また、第4電磁弁346のオン側およびオフ側位置とロックアップクラッチ急解放弁400のオン側およびオフ側位置とは作動的に対応させられている。

したがって、第4電磁弁346がオフ状態であるときに第3電磁弁330がオン状態とされると、スプール弁子326が図のオン側に示す位置とされてロックアップクラッチ36に係合させるための第3油路が形成されるので、ロックアップクラッチ圧油路92内の作動油がポート321c、ポ

ート321d、ポート402f、ポート402e、および係合側油路322を運って流体継手12へ供給され、流体継手12から流出する作動油は解放側油路324、ポート402b、ポート402c、ポート321bを経て、ポート321aからドレンされる。これにより、ロックアップクラッチ36に係合させられる。

反対に、第4電磁弁346がオフ状態であるときに第3電磁弁330がオフ状態とされると、ロックアップクラッチ36を解放させるための第1油路が形成されるので、ロックアップクラッチ圧油路92内の作動油がポート321c、ポート321b、ポート402c、ポート402b、および解放側油路324を運って流体継手12へ供給され、流体継手12から流出する作動油は係合側油路322、ポート402e、ポート402f、ポート321d、ポート402d、およびオイルクーラ339を経てドレンされる。これにより、第1の解放モードとされて、ロックアップクラッチ36が解放させられる。

また、本実施例では、第3電磁弁330および第4電磁弁346がオン状態とされると、ロックアップクラッチ36を解放させるための第2油路が形成されるので、この第2の解放モードでは、ロックアップクラッチ圧油路92内の作動油がポート402a、ポート402b、および解放側油路324を流れて流体継手12へ供給され、流体継手12から流出する作動油は係合側油路322、ポート402e、ポート402d、ポート321f、ポート321e、およびオイルクーラ339を経てドレンされ、ロックアップクラッチ36が解放させられるのである。これにより、たとえロックアップクラッチ制御弁320のスプール弁子326がオン側に固着したり或いはロックアップクラッチ急解放弁400のスプール弁子406がオフ側に固着して、解放を目的として前記第1の解放モード或いは前記第2の解放モードの一方のモードを選択しても、ロックアップクラッチ36が係合状態に維持される場合には、他方のモードに切り換えることによりエンジンストールが防止

され且つ車両の再発進が可能となる。また、ロックアップクラッチ制御弁320のスプール弁子326がオフ側に固着したり或いはロックアップクラッチ急解放弁400のスプール弁子406がオン側に固着して、解放を目的として前記第1の解放モード或いは上記第2の解放モードの一方のモードを選択しても、ロックアップクラッチ36の急解放状態に維持される場合には、他方のモードに切り換えることによりオイルクーラ339を経て作動油をドレンさせることができ、オイルの過熱が好適に防止され得る。

そして、上記のようなロックアップクラッチ36の解放時において車両急制動の場合のように急な解放を要する場合には、第3電磁弁330がオフ状態とされているときに第4電磁弁346がオン状態とされる。これにより、ロックアップクラッチ36を急解放させるための第2油路が形成されるので、ロックアップクラッチ圧油路92内の作動油は専らポート402aからポート402bおよび解放側油路324を経て流体継手12に流

入し、流体継手12から流出する作動油は係合側油路322、ポート402e、ポート402d、ポート321fを経てポート321gからドレンされる。これにより、流通抵抗の大きいオイルクーラ339を経ないでドレンされるので、速やかにロックアップクラッチ36が解放される。第18図は、上記ロックアップクラッチ36のモードと第3電磁弁330および第4電磁弁346の作動状態との関係を示している。

なお、係合時および解放時においてオイルクーラ339を経て図示しないオイルタンクへ還流させられる作動油は、オイルクーラ339の上流側に設けられたクーラ油圧制御弁338によってリリーフされることにより一定値以下に調圧されるようになっている。また、バイパス油路334は、ロックアップクラッチ36の係合中においても作動油をオイルクーラ339にて冷却するために作動油の一部をオイルクーラ339へ導くものである。絞り336および337は、ロックアップクラッチ36の係合中にオイルクーラ339へ導く

作動油の割合を設定するためのものである。

次に、アクシユレータの背圧制御、Nレンジでのライン油圧ダウン制御、高車速時のライン油圧ダウン制御、リバースインヒビット制御などに関連する第1リレー弁380および第2リレー弁440について説明する。第1リレー弁380は、第2リレー弁440のポート442cと連通するポート382a、信号圧P_{sig}が供給されるポート382b、第2調圧弁102の室136およびリバースインヒビット弁420の室435と連通するポート382c、およびドレンポート382dと、図のオン側状態においてポート382aとポート382b、ポート382cとドレンポート382dを連通させ、図のオフ側状態においてポート382aをドレンさせるとともにポート382bとポート382cを連通させるスプール弁子384と、そのスプール弁子384をオフ側状態に向かって付勢するスプリング386とを備え、スプール弁子384の非スプリング側に設けられた室388に信号圧P_{sig}が作用されないときに

はスプール弁子384がオフ側に示す位置とされて信号圧P_{oil}が第2調圧弁102の室136およびリバースインヒビット弁420の室435へ供給されるが、室388に信号圧P_{oil}が作用されたときにはスプール弁子384がオン側に示す位置とされて信号圧P_{oil}が第2リレー弁440のポート442cへ供給される。図中において、第1リレー弁380において示されているオンおよびオフ状態は、第4電磁弁346のオンおよびオフ状態と対応している。

第2リレー弁440は、第2調圧弁102の室133と絞り448を介して連通し且つ互いに常時連通しているポート442bおよび442c、第4調圧弁170と連通しているポート442d、ドレンポート442eと、図のオン側状態においてポート442dをドレンポート442eと連通させ、図のオフ側状態においてポート442dとドレンポート442eとの間を遮断するスプール弁子444と、そのスプール弁子444をオフ側状態に向かって付勢するスプリング446とを備

440がオフ状態とされると、油路348を介して第4調圧弁170へ供給される。

ここで、アキュムレータ340、342の背圧制御は、N→Dシフト或いはN→Rシフト時のシフトショック（係合ショック）を軽減するために行うもので、クラッチ係合時に油圧シリンダ内油圧の上昇を所定時間抑制してショックを緩和する。そこで前進用クラッチ72用のアキュムレータ342の背圧ポート366および後進用ブレーキ70用のアキュムレータ340の背圧ポート368に供給されている第4ライン油圧P_Lを第4調圧弁170によりを変化させ、アキュムレータ342、340による緩和作用を制御する。

上記第4調圧弁170では、第4ライン油圧P_Lが信号圧P_{oil}に対応した圧に調圧される。すなわち、N→DシフトおよびN→Rシフト時において第1リレー弁380および第2リレー弁440を通して信号圧P_{oil}が第4調圧弁170の室177へ供給されている間は、第4ライン油圧P_Lはリニヤ弁390の駆動電流I_{oil}に対応

え、スプール弁子444の非スプリング側に設けられた室448に信号圧P_{oil}が作用されないときにはスプール弁子444がオフ側に示す位置とされ、室448に信号圧P_{oil}が作用されたときにはスプール弁子444がオン側に示す位置とされる。これにより、ポート442cおよび442bを通して第2調圧弁102の室133へ供給されている信号圧P_{oil}が、スプール弁子444がオンからオフ位置へ切換えられることにより分岐されて第4調圧弁170の室177にも供給される。図中において、第2リレー弁440において示されているオンおよびオフ状態は、第3電磁弁330のオンおよびオフ状態と対応している。

次に、前進用クラッチ72および後進用ブレーキ70にそれぞれ設けられたアキュムレータ342および340の背圧制御を説明する。前記リニヤ弁390の駆動により出力される信号圧P_{oil}は、第17図に示すようにその駆動電流I_{oil}に対応して変化させられ、背圧制御のために第1リレー弁380がオン状態とされ且つ第2リレー弁

した値に制御されるので、シフトショック（係合ショック）を軽減するために適した背圧を発生させるようにリニヤ弁390が駆動される。また、前進用クラッチ72内の油圧が第3ライン油圧P_Lまで上昇することにより、第4調圧弁170へ供給されている信号圧P_{oil}が第2リレー弁440により遮断されて室177内が大気へ開放されると、第4ライン油圧P_Lは、スプリング172の開弁方向の付勢力に対応して比較的低い4kg/cm²程度の一定の圧力に制御される。この一定の圧力に調圧された第4ライン油圧P_Lは、専ら変速方向切換弁262および流量制御弁264の駆動油圧（パイロット油圧）として利用される。したがって、本実施例では、上記第4調圧弁170が変速方向切換弁262および流量制御弁264を駆動するための弁駆動油圧を発生させる弁駆動油圧発生装置として機能している。

次に、遠心油圧を補償するための第2ライン油圧P_Lの低下制御に関連した部分を説明する。低圧側油圧シリンダ内の遠心油圧により伝動ベル

ト44に過負荷が加えられることを防止するために、高車速状態において第4電磁弁346および第1リレー弁380がオフ状態とされ且つリニヤ弁390がオン状態とされると、第3電磁弁330および第2リレー弁440の作動状態に関わらず、CVT14の出力軸38が高速回転時において主として二次側油圧シリング56へ供給する第2ライン油圧 P_{L2} が低下させられる。すなわち、第1リレー弁380のポート382bおよび382cを通して信号圧 $P_{s11}(=P_{L2})$ が第2調圧弁102の室136へ供給されると、次式(3)に従って第2ライン油圧 P_{L2} が調圧され、通常の第2ライン油圧に比較して低くされる。これにより、二次側油圧シリング56内の遠心油圧の影響が解消されて伝動ベルト44の耐久性が高められる。このような第2ライン油圧 P_{L2} の低下制御は、後述のリバース禁止制御や、シフトレバー252がNレンジへ操作されたときにおいても実行される。なお、第4電磁弁346がオン状態とされるか或いはリニヤ弁390がオフ状態とされれば、

第2ライン油圧 P_{L2} は前記(1)式に従って通常通り制御される。

$$P_{L2} = (A_2 \cdot P_{L1} + W - A_1 \cdot P_r - (A_2 - A_1) \cdot P_{s11}) / (A_2 - A_1) \quad \dots (3)$$

前進走行中においてリバースを禁止するために設けられたリバースインヒビット弁420は、マニュアルバルブ250がRレンジにあるときにその出力ポート256から第3ライン油圧 P_{L3} が



供給されるポート422aおよび422b、後進用ブレーキ70の油圧シリングと油路423を介して連通するポート422c、およびドレンポート422dと、移動ストロークの上端である第1位置（非阻止位置）と下端である第2位置（阻止位置）との間で揺動可能に配設されたスプール弁子424と、このスプール弁子424を第1位置に向かって開弁方向に付勢するスプリング426と、上記スプール弁子424の下端に当接し且つそれよりも小径のブランジ+428とを備えている。上記スプール弁子424にはその上端部から小径の第1ランド430、それより大径の第2ランド432、およびそれと同径の第3ランド434が形成されており、上記第1ランド430の端面側に設けられた室435にはオフ状態の第1リレー弁380を通して信号圧 P_{s11} が供給されるようになっている。第1位置にあるスプール弁子424の第1ランド430と第2ランド432との間に位置する室436と、同じく第1位置にあるスプール弁子424の第2ランド432と第3

ランド434との間に位置する室437には、Rレンジに操作されたときだけマニュアルバルブ250から第3ライン油圧 P_{L3} が作用されるようになっている一方、上記スプール弁子424とブランジ+428との間の室438には後進用ブレーキ70内の油圧が作用されるとともに上記ブランジ+428の端面に設けられた室439には第3ライン油圧 P_{L3} が常時供給されている。なお、このブランジ+428の第3ライン油圧 P_{L3} が作用する受圧面積は、前記スプール弁子424の第1ランド430および第2ランド432が室436内の油圧を受ける受圧面積差と略同等とされている。

このように構成された上記リバースインヒビット弁420は、スプリング426の付勢力、後進用ブレーキ70内の油圧および第3ライン油圧 P_{L3} に基づく開弁方向の推力よりも信号圧 P_{s11} および第3ライン油圧 P_{L3} に基づく開弁方向の推力が上まわると、スプール弁子434がスプリング426の付勢力に抗して移動させられてボー

ト422bとポート422cとの間が遮断されてポート422cとドレンポート422dとの間が連通させられるので、後進用ブレーキ70がドレンへ開放され、前後進切換装置16の後進ギヤ段の成立が阻止される。すなわち、第4電磁弁346がオフ状態であるときにリニヤ弁390がオン状態とされて信号圧 P_{soll} が発生させられると、シフトレバー252がRレンジへ操作されていることを条件として前後進切換装置16の後進ギヤ段の成立が阻止されるのである。しかし、上記リバーシンヒピット弁420は、上記第4電磁弁346がオン状態とされること、リニヤ弁390がオフ状態とされること、シフトレバー252がRレンジ以外のレンジへ操作されることのいずれか1つが行われると、スプール弁子434がスプリング426の付勢力に従って移動させられて後進用ブレーキ70がマニュアルバルブ250のポート256と連通させられる。したがって、後述の電子制御装置460によって第4電磁弁346がオフ状態且つリニヤ弁390がオン状態とされ

ている状態でシフトレバー252がDレンジからNレンジを通り越してRレンジへ誤作動された場合には、後進用ブレーキ70の係合が阻止されて前後進切換装置16がニュートラル状態に維持される。

第1リレー弁380がオフ状態、すなわち第4電磁弁346がオフ状態であるときには、信号圧 P_{soll} が第1リレー弁380を通して第2調圧弁102の室136へ供給されるので、第2ライン油圧 P_{L2} が信号圧 P_{soll} に応じて所定圧低下させられる。これにより、Nレンジでは、伝動ベルト44に対する挟圧力がすべりを発生しない範囲で可及的に低くされ、ベルトの騒音レベルが低下させられるのに加えて、伝動ベルト44の耐久性が高められる。

また、第1リレー弁380すなわち第4電磁弁346がオン状態である場合には第2リレー弁440すなわち第3電磁弁330の作動状態に拘わらず、信号圧 P_{soll} が第1リレー弁380および第2リレー弁440を通して第2調圧弁102の

室133へ供給されるので、第2ライン油圧 P_{L2} は次式(4)にしたがいリニヤ弁390から出力される信号圧 P_{soll} に基づいて所定圧高められる。これにより、急制動時などの急減速変速時、シフトレバー252のDレンジからLレンジへの操作による急減速変速時、シフトレバー252のNレンジからDまたはRレンジへの操作によるアキュムレータ背圧制御時において、第2ライン油圧 P_{L2} が高められる。したがって、上記のようなCVT14の伝動ベルト44の滑りが発生するおそれがある状態においては、伝動ベルト44の張力（伝動ベルト44に対する挟圧力）が一時的に高められてトルク伝達容量が大きくされる。

$$P_{L2} = \{A_4 \cdot P_{soll} + (A_4' - A_4) P_{soll} + W - A_1 \cdot P_r\} / (A_2 - A_2') \quad \dots (4)$$

第19図は、上述の第3電磁弁330、第4電磁弁346、リニヤ弁390の作動の組合わせとそれによって得られる作動モードとをそれぞれ示

している。

第2図に亘って、電子制御装置460は、第1図の油圧制御回路における第1電磁弁266、第2電磁弁268、第3電磁弁330、第4電磁弁346、リニヤ弁390を選択的に駆動することにより、CVT14の変速比 τ 、流体継手12のロックアップクラッチ36の係合状態、第2ライン油圧 P_{L2} の上昇あるいは低下などを制御する。電子制御装置460は、CPU、RAM、ROM等から成る所謂マイクロコンピュータを備えており、それには、駆動軸24の回転速度を検出する車速センサ462、CVT14の入力軸30および出力軸38の回転速度をそれぞれ検出する入力軸回転センサ464および出力軸回転センサ466、エンジン10の吸気配管に設けられたスロットル弁の開度を検出するスロットル弁開度センサ468、シフトレバー252の操作位置を検出するための操作位置センサ470、ブレーキペダルの操作を検出するためのブレーキスイッチ472、エンジン10の回転速度 N を検出するためのエ

エンジン回転センサ474、第2調圧弁102の出力圧、すなわち第2ライン油圧を検出する油圧センサ476から、車速SPDを表す信号、入力軸回転速度 N_{in} を表す信号、出力軸回転速度 N_{out} を表す信号、スロットル弁開度 θ_{th} を表す信号、シフトレバー252の操作位置 P_o を表す信号、ブレーキ操作を表す信号、エンジン回転速度 N_e を表す信号、油圧センサ476の出力圧 P_{oil} 、

(基本油圧 P_{base})を表す信号がそれぞれ供給される。電子制御装置460内のCPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、前記第1電磁弁265、第2電磁弁268、第3電磁弁330、第4電磁弁346、リニヤ弁390を駆動するための信号を出力する。

電子制御装置460においては、電源投入時において初期化が実行され、その後図示しないメインルーチンが実行されることにより、各センサからの入力信号等が読み込まれる一方、その読み込まれた信号に基づいて入力軸30の回転速度 N_{in} 、

出力軸38の回転速度 N_{out} 、CVT14の変速比 γ 、車速SPD等が算出され、且つ入力信号条件に従って、ロックアップクラッチ36のロックアップクラッチ係合制御および急解放制御、CVT14の変速制御、アキュムレータ背圧制御、リバース禁止制御、第2ライン油圧低下制御、第2ライン油圧上昇制御、ソレノイドフュエル制御などが順次あるいは選択的に実行される。

第1図は、上記電子制御装置460による第2ライン油圧最速制御の構成を示す機能ブロック図である。図において、CVT14の油圧制御回路は、前述のように、伝動ベルト44に挟圧力を付与するために基本油圧 P_{base} をスロットル圧 P_{th} および変速比 P_r に基づいて調圧する第2調圧弁102と、駆動電流値 I_{oil} に応じて連続的に変化する出力信号圧 P_{oil} を第2調圧弁102に供給し、その第2調圧弁102により調圧される基本油圧 P_{base} をずらすリニヤ弁390とを備えており、電子制御装置460は予め記憶された関係からそれぞれ算出した基本油圧 P_{base} および

最速圧力 P_{max} の差が解消されるようにリニヤ弁390の出力信号圧 P_{oil} を調節するものである。そして、上記電子制御装置460は、出力信号圧 P_{oil} の第2調圧弁102に対する供給を停止させる出力信号圧停止手段478と、その出力信号圧停止手段478により第2調圧弁102に対する出力信号圧 P_{oil} の供給を停止させた状態で、油圧センサ476により実際の基本油圧 P_{base} を検出させ、その実際の基本油圧 P_{base} に基づいて前記基本油圧 P_{base} を算出するための関係を構成する学習手段480とを備えている。

以下において、電子制御装置460の主要な制御動作を第20図のフローチャートに従って説明する。この制御においては、第2ライン油圧 P_L を目標圧 P_{obj} と一致させる最速制御と、この最速制御において使用される基本油圧 P_{base} を算出するための関係を修正する学習制御とが含まれている。

第20図において、ステップS1の初期処理にて駆動電流値 I_{oil} などの内容が零にクリアされ

した後、ステップS2において基本油圧 P_{base} を算出するための関係を実際の基本油圧 P_{base} に基づいて修正する学習ステップが完了したか否かが判断される。当初は、上記ステップS2の判断が否定されるので、ステップS3の学習ルーチンが実行された後、ステップS4において駆動電流値 I_{oil} の内容が零にクリアされ、そして、ステップS1において駆動電流値 I_{oil} が出力される。この場合には、駆動電流値 I_{oil} の内容が零にクリアされているので、第2調圧弁102により調圧される第2ライン油圧 P_L は基本油圧 P_{base} と同じとなる。したがって、上記ステップS3が前記学習手段480に対応し、上記ステップS4が学習ルーチンの実行中には駆動電流値 I_{oil} の内容を零にして第2ライン油圧 P_L を基本油圧 P_{base} と同じとする出力信号圧停止手段478に対応している。

上記ステップS3の学習ルーチンは、基本油圧 P_{base} を算出するための関係($P_{base} = \text{map}(r, \theta_{th})$)を、各 θ_{th} について実際の P_{base} をそれ

ぞれ求めることにより構成するものであり、たとえば第21図に示すように実行される。図のステップS100においては、油圧センサ476の出力圧 P_{act} が変速比圧(算出値) P_r より大きいか否かが判断される。このステップは、第22図に示す図において、上記油圧センサ476の出力圧 P_{act} すなわち実際の基本油圧 P_{base} が、変速比圧 P_r を示す2点鎖線より上の領域かあるいは下の領域かを判断するものである。上記ステップS100の判断が否定された場合には、実際の基本油圧 P_{base} が上記変速比圧 P_r を示す2点鎖線より下の領域にある状態であるので、ステップS101乃至S133において、第22図の変速比圧 P_r を示す2点鎖線より下の領域における油圧センサ476の出力圧 P_{act} (=実際の基本油圧 P_{base})が読み込まれる。すなわち、ステップS101において、データマップ $map(r, \theta_{th})$ を構成するデータ $P_{base}(\theta_i)$ の内容が零であるか否か、すなわちスロットル開度 $\theta = 0\%$ であるときの第22図の2点鎖線より下の領域における出

力圧 P_{act} の読み込みが完了したか否かが判断される。当初は、読み込みが完了していないので、ステップS102において実際のスロットル弁開度 θ_{th} が0%であるか否かが判断される。スロットル弁開度 θ_{th} が0%であれば、ステップS103においてそのときの基本油圧を表す油圧センサ476の出力圧 P_{act} が読みこまれてデータ $P_{base}(\theta_i)$ が決定される。スロットル弁開度 θ_{th} が0%でなければ、上記ステップS103の次のステップが実行される。次のステップでは、上記ステップS101、S102、S103と同様のステップS104、S105、およびS106、・・・S132、S133、およびS134が順次実行され、10%、20%、・・・100%のスロットル弁開度 θ_{th} について実際の出力圧 P_{act} が読み込まれることによりデータ $P_{base}(\theta_1)$ 、 $P_{base}(\theta_2)$ 、・・・ $P_{base}(\theta_{10})$ がそれぞれ決定される。

また、前記ステップS100における判断が肯定された場合には、ステップS135乃至S167において、第22図の上記変速比圧 P_r を示す

2点鎖線より上の領域における実際の基本油圧 P_{base} が0%、10%、・・・100%のスロットル弁開度 θ_{th} についてそれぞれ読み込まれてデータ $P_{base}(\theta_i)$ 、 $P_{base}(\theta_1)$ ・・・ $P_{base}(\theta_{10})$ が決定される。ここで、第22図の上記変速比圧 P_r を示す2点鎖線より上の領域における関係は、次式(5)で表されることから、

$$P_{base} = C_1 + C_2 \cdot P_{th} - C \cdot P_r \quad \dots (5)$$

上式(5)において $P_{base} = P_{base} + C \cdot P_r$ と置くと、 $P_{base} = f(\theta_{th})$ として取り扱うことができるので、各スロットル弁開度 θ_{th} について実際の基本油圧 P_{base} を読み込んで、データマップ $map(r, \theta_{th})$ を構成するのである。

以上の学習ルーチンが繰り返し実行されて、全てのデータが揃うと、たとえば第22図の実線に示すデータマップ $map(r, \theta_{th})$ が構成されるので、ステップS2において学習完了と判断され、前記

第20図のステップS5乃至S10の第2ライン油圧最適制御ルーチンが実行される。なお、図示しないステップにおいて、入力軸回転速度 N_{in} 、出力軸回転速度 N_{out} 、エンジン回転速度 N_e 、スロットル弁開度 θ_{th} などの車両の状態パラメータが読み込まれるとともに、CVT14の実際の変速比 r が上記入力軸回転速度 N_{in} および出力軸回転速度 N_{out} に基づいて予め算出される。

第20図のステップS5においては、第23図に示す予め記憶された関係から上記エンジン回転速度 N_e およびスロットル弁開度 θ_{th} に基づいてエンジン10の出力トルク、換言すればCVT14の入力トルク T_{in} が算出される。続くステップS6においては、たとえば第24図に示す予め記憶された関係から実際の変速比 r に基づいて、一次側可変プーリ40の有効径 D_{1a} 、すなわち伝動ベルト44の掛り径 D_{1a} が算出される。次いで、ステップS7では、予め記憶された次式(6)に示す関係から、実際の入力トルク T_{in} 、実際の伝動ベルト44の掛り径 D_{1a} および出力軸回転速度 N_{out}

に基づいて最適油圧（理想圧） P_{opt} が算出される。なお、次式(6)の右辺第2項は遠心油圧の補正項であり、右辺第3項は余裕値である。また、次式(6)の C_1 、および C_2 は定数である。

$$P_{opt} = C_1 \cdot T_{in}/D_{in} - C_2 \cdot N_{oil}^2 + \Delta P \quad \dots (6)$$

次いで、ステップS8では、ステップS3において予め学習により構成された $map(r, \theta_{in})$ から実際のスロットル弁開度 θ_{in} および変速比 r に基づいて基本油圧 P_{ba} が算出されると、ステップS9において、次式(7)に示す予め記憶された関係から上記の値 P_{ba} 、および前記ステップS7において算出された理想圧 P_{opt} に基づいてリニヤ弁390の出力信号圧 P_{oil} が決定された後、ステップS10において、第17図に示す予め記憶された関係からその出力信号圧 P_{oil} を得るための駆動電流値 I_{oil} が決定される。なお、次式(7)の C_3 は定数である。

$$P_{oil} = C_3 \cdot (P_{ba} - P_{opt}) \quad \dots (7)$$

そして、上記のようにして決定された駆動電流値 I_{oil} はステップS11において出力されるのである。

上述のように、本実施例によれば、学習手段480において、出力信号圧停止手段478により第2調圧弁102に対する出力信号圧 P_{oil} の供給を停止させた状態で、油圧センサ476により実際の基本油圧 P_{ba} （出力圧 P_{ba} ）が検出され、その実際の基本油圧 P_{ba} に基づいて基本油圧 P_{ba} を算出するための関係（データマップ $map(r, \theta_{in})$ ）が構成される。このため、第2調圧弁102の固体差により基本油圧 P_{ba} の出力特性が変化しても、学習された関係から算出される基本油圧 P_{ba} は実際の基本油圧 P_{ba} と好適に近似させられるので、第2調圧弁102の固体差などに起因する順相油圧調圧精度の低下が防止されるのである。

以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

たとえば、前述の実施例の油圧制御回路では、リニヤ弁390の駆動電流値 I_{oil} を零にセットすることにより第2調圧弁102に対する出力信号圧 P_{oil} の供給が停止されていたが、リニヤ弁390と第2調圧弁102の室136との間に出力信号圧 P_{oil} の供給を阻止する開閉弁を設けてもよいのである。

また、前述の実施例の学習ルーチンでは、実際の基本油圧 P_{ba} について学習していたが、それに替えて或いはそれに加えて実際のスロットル弁開度 θ_{in} を学習するようにしてもよいのである。

また、前述の実施例では、学習ルーチンは第20図のフローチャートの実行開始、すなわちイグニッションキーの操作などに応答して実行されていたが、車両の走行開始に応答して実行されてもよいし、エンジン10の始動回数が一定の値に到達したことを条件として実行されてもよい。

また、前述の実施例では、各スロットル弁開度 θ_{in} についての実際の基本油圧 P_{ba} が読み込みが完了することにより学習ルーチンが終了と判断されて、第2ライン油圧最適制御が開始されるように構成されていたが、一部の基本油圧 P_{ba} が読み込まれると、その付近に関するマップを利用して第2ライン油圧最適制御が実行されるようにしてもよいのである。

なお、上述したのはあくまでも本発明の一実施例であり、本発明はその主旨を逸脱しない範囲において種々変更が加えられ得るものである。

4. 図面の簡単な説明

第1図は、第2図の実施例の主要構成を示す図であって、第2図の電子制御装置の機能を説明するブロック図である。第2図は本発明の一実施例の油圧制御装置が備えられた車両用自動変速機を示す骨子図である。第3図は第2図の装置を作動させるための油圧制御装置を詳細に示す回路図である。第4図は第3図の第2調圧弁を詳しく示す図である。第5図は第3図の第1調圧弁を詳しく

く示す図である。第6図は第3図のスロットル弁開度検知弁の出力特性を示す図である。第7図は第3図の変速比検知弁の出力特性を示す図である。第8図は第4図の第2調圧弁の出力特性を示す図である。第9図は第2ライン油圧の理想特性を示す図である。第10図は、第3図の変速制御弁装置を詳しく説明する図である。第11図は、第3図の変速制御弁装置における第1電磁弁および第2電磁弁の作動状態と第2図のC V Tのシフト状態との関係を説明する図である。第12図、第13図、第14図は、第2図のC V Tの変速比と各部の油圧値との関係を説明する図であって、第12図は正トルク走行状態、第13図はエンジンブレーキ走行状態、第14図は無負荷走行状態をそれぞれ示す図である。第15図は、第5図の第1調圧弁における一次側油圧シリンダ内油圧または第2ライン油圧に対する出力特性を示す図である。第16図は、第3図のリニヤ弁の構成を詳しく説明する図である。第17図は、第3図のリニヤ弁の出力特性を示す図である。第18図は、第3図

の油圧回路において第3電磁弁および第4電磁弁の作動の組み合わせとロックアップクラッチの作動状態との対応関係を示す図である。第19図は、第3図の油圧回路において第3電磁弁、第4電磁弁、およびリニヤ弁の作動状態の組み合わせと各制御モードとの対応関係を示す図である。第20図は、第2図の電子制御装置の作動を説明するフローチャートである。第21図は、第20図の学習ルーチンを詳しく説明するフローチャートである。第22図は、第21図の学習ルーチンにより形成されるマップの例を示す図である。、第23図は、第20図において用いられるエンジン回転速度およびスロットル弁開度とC V Tの入力トルクとの関係を示す図である。第24図は、第20図において用いられる変速比と一次側可変プーリの掛り径との関係を示す図である。

14 : C V T (車両用ベルト式無段変速機)

44 : 伝動ベルト

102 : 第2調圧弁 (調圧弁)

390 : リニヤ弁

476 : 油圧センサ

478 : 出力信号圧停止手段

480 : 学習手段

P 476 : 出力信号圧

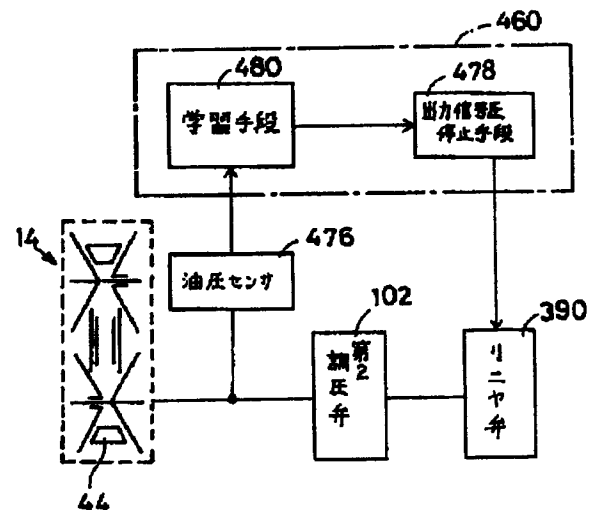
出願人 トヨタ自動車株式会社

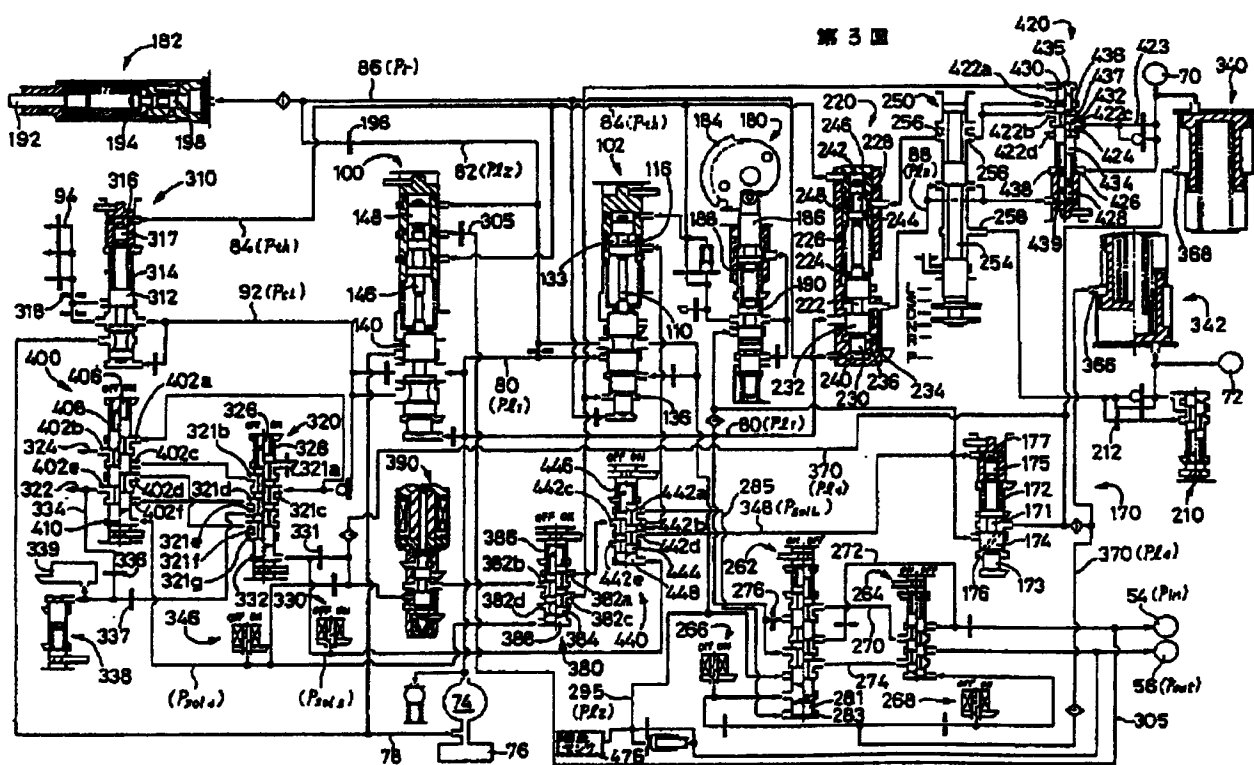
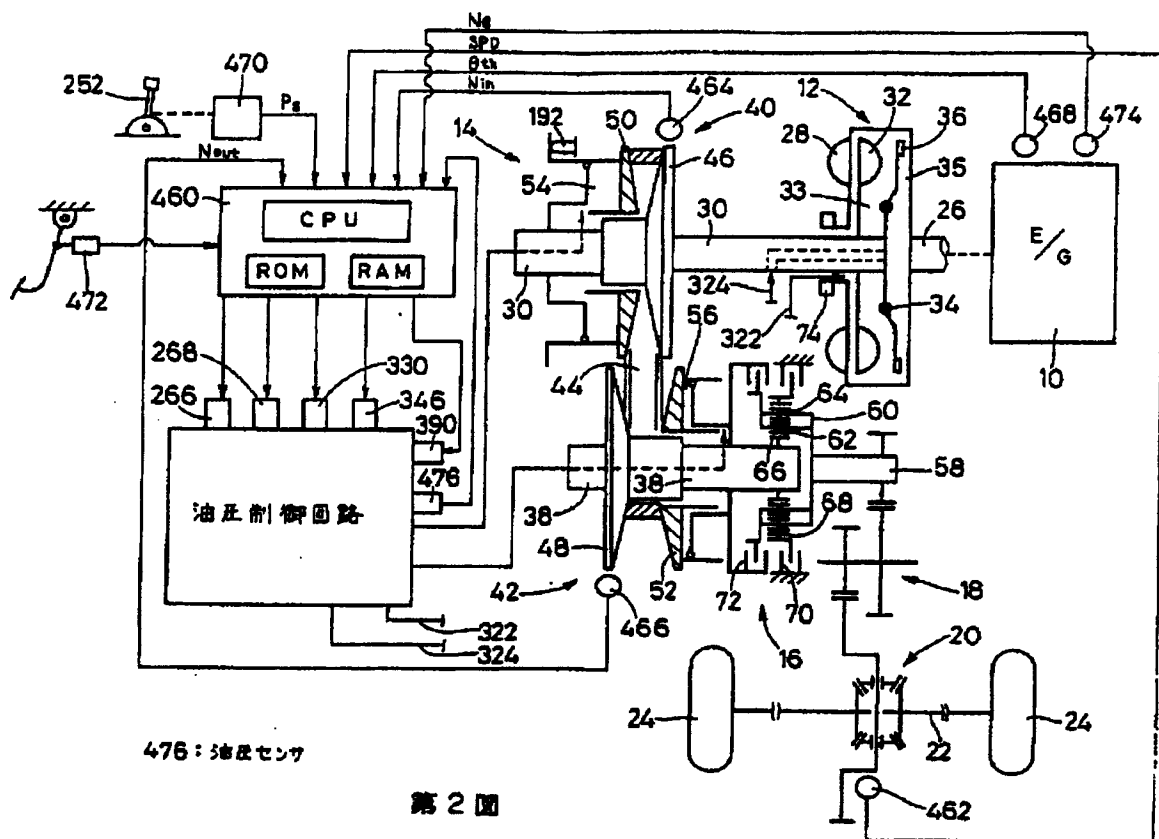
代理人 弁理士 池田 治 幸

(ほか2名)

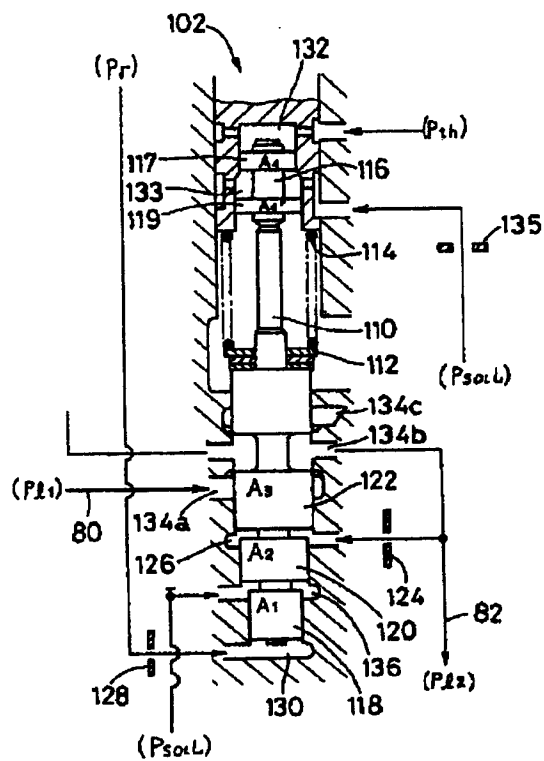


第1図

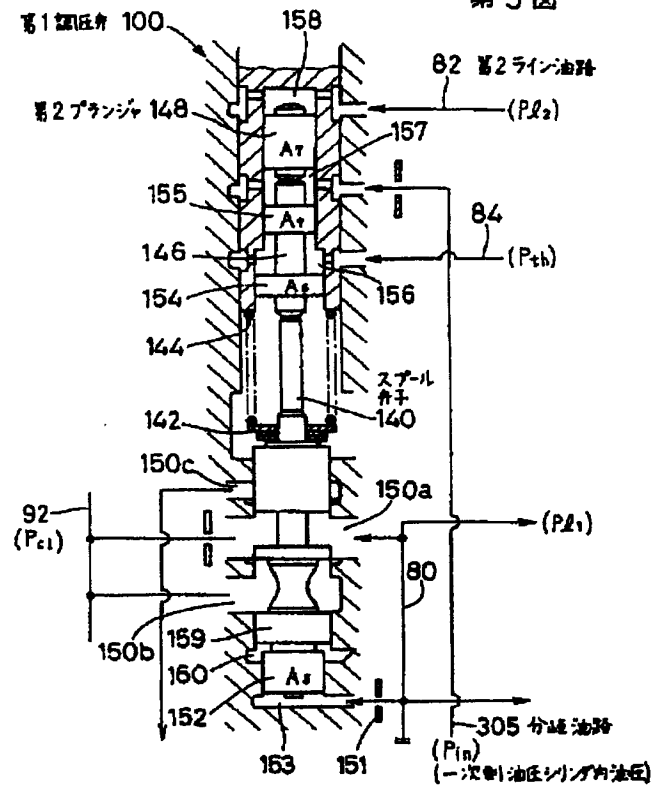




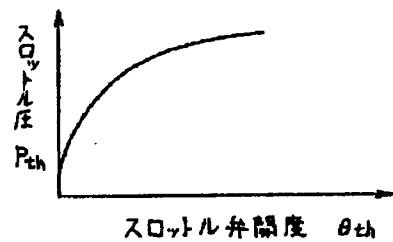
第4図



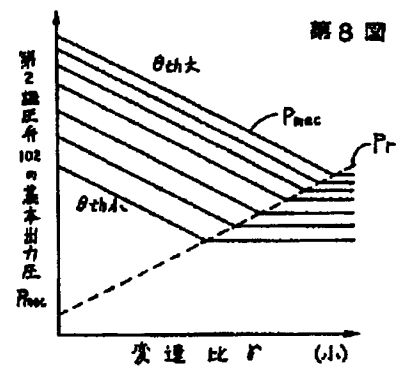
第5図



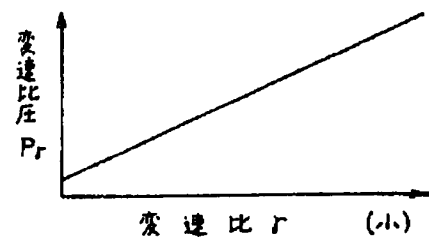
第6図



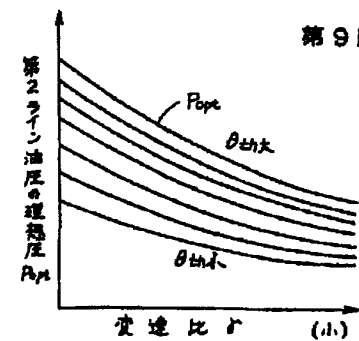
第8図



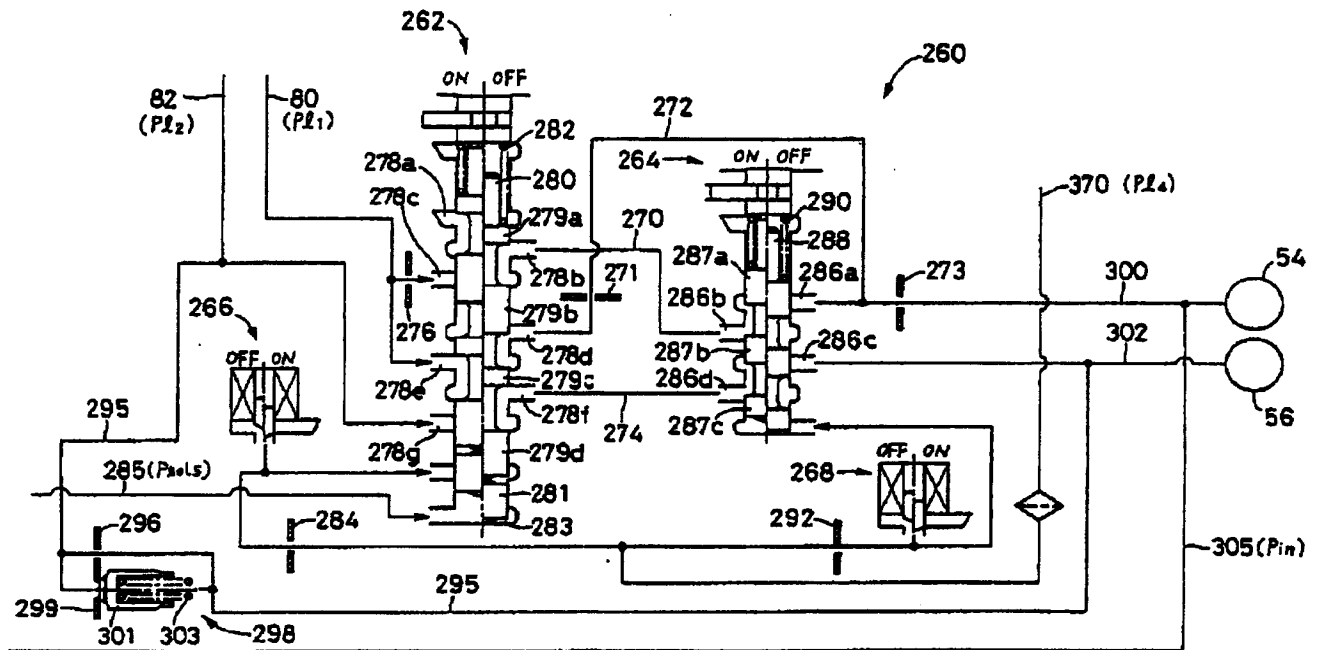
第7図



第9図

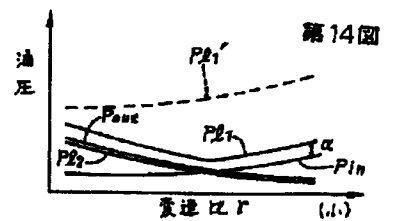
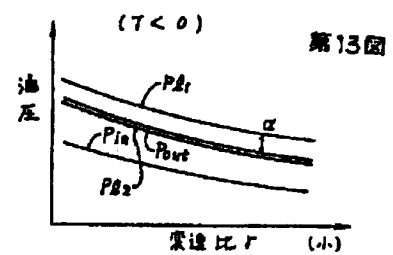
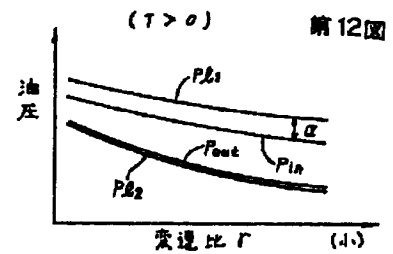


第10図

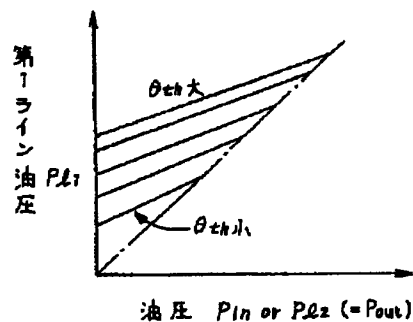


第11図

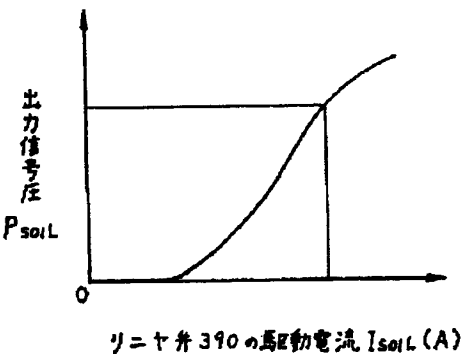
序号	CVT 4.0 変速モード	第1電磁弁 266	第2電磁弁 268	制動油圧差 ΔP_{br} (rpm)
①	通常前進	オ	ソ	0
②	通常前進	オ	ソ	0
③	通常前進	オ	ソ	0
④	通常前進	オ	ソ	0
⑤	通常前進	オ	ソ	0
⑥	通常前進	オ	ソ	0
⑦	通常前進	オ	ソ	0
⑧	通常前進	オ	ソ	0
⑨	通常前進	オ	ソ	0
⑩	通常前進	オ	ソ	0
⑪	通常前進	オ	ソ	0
⑫	通常前進	オ	ソ	0
⑬	通常前進	オ	ソ	0
⑭	通常前進	オ	ソ	0
⑮	通常前進	オ	ソ	0
⑯	通常前進	オ	ソ	0
⑰	通常前進	オ	ソ	0
⑱	通常前進	オ	ソ	0
⑲	通常前進	オ	ソ	0
⑳	通常前進	オ	ソ	0
㉑	通常前進	オ	ソ	0
㉒	通常前進	オ	ソ	0
㉓	通常前進	オ	ソ	0
㉔	通常前進	オ	ソ	0
㉕	通常前進	オ	ソ	0
㉖	通常前進	オ	ソ	0
㉗	通常前進	オ	ソ	0
㉘	通常前進	オ	ソ	0
㉙	通常前進	オ	ソ	0
㉚	通常前進	オ	ソ	0
㉛	通常前進	オ	ソ	0
㉜	通常前進	オ	ソ	0
㉝	通常前進	オ	ソ	0
㉞	通常前進	オ	ソ	0
㉟	通常前進	オ	ソ	0
㊱	通常前進	オ	ソ	0
㊲	通常前進	オ	ソ	0
㊳	通常前進	オ	ソ	0
㊴	通常前進	オ	ソ	0
㊵	通常前進	オ	ソ	0
㊶	通常前進	オ	ソ	0
㊷	通常前進	オ	ソ	0
㊸	通常前進	オ	ソ	0
㊹	通常前進	オ	ソ	0
㊺	通常前進	オ	ソ	0
㊻	通常前進	オ	ソ	0
㊼	通常前進	オ	ソ	0
㊽	通常前進	オ	ソ	0
㊾	通常前進	オ	ソ	0
㊿	通常前進	オ	ソ	0



第15図



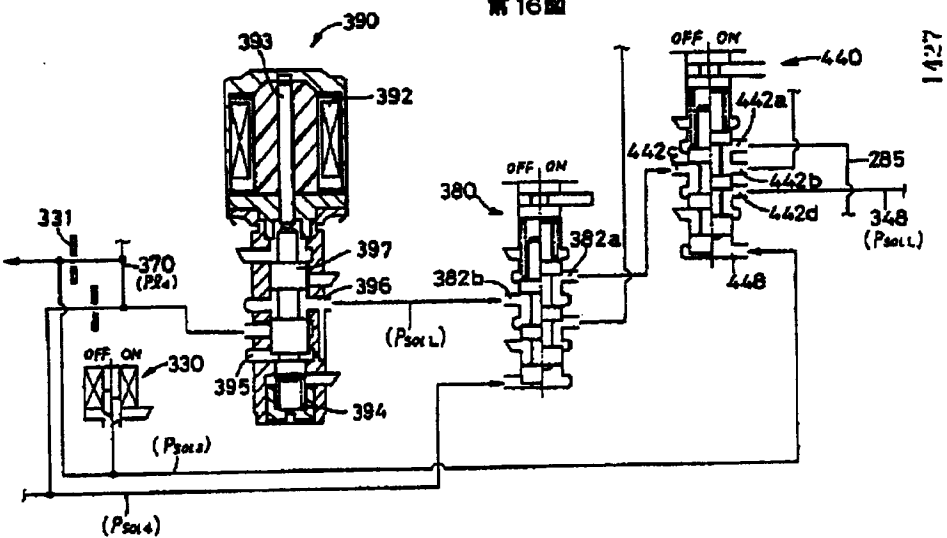
第17図



第18図

第3電磁弁330	第4電磁弁348	ロックアップクラッチ36
オフ	オフ	第1の解放モード
オフ	オン	急解放モード
オン	オフ	係合モード
オン	オン	第2の解放モード

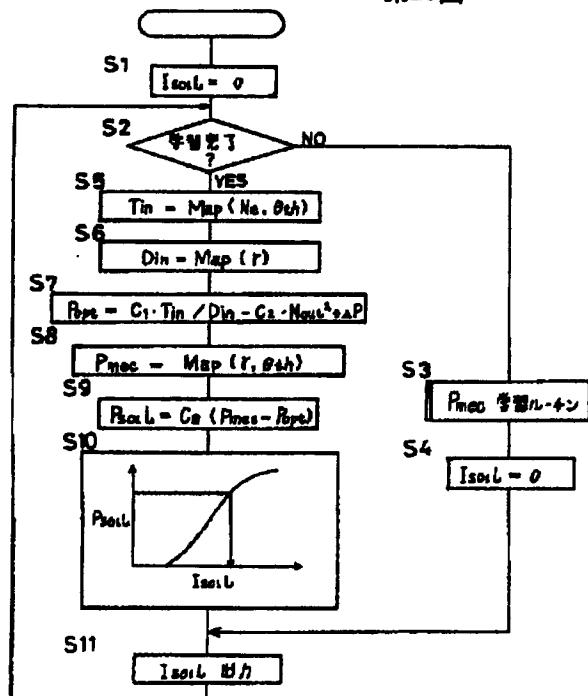
第16図



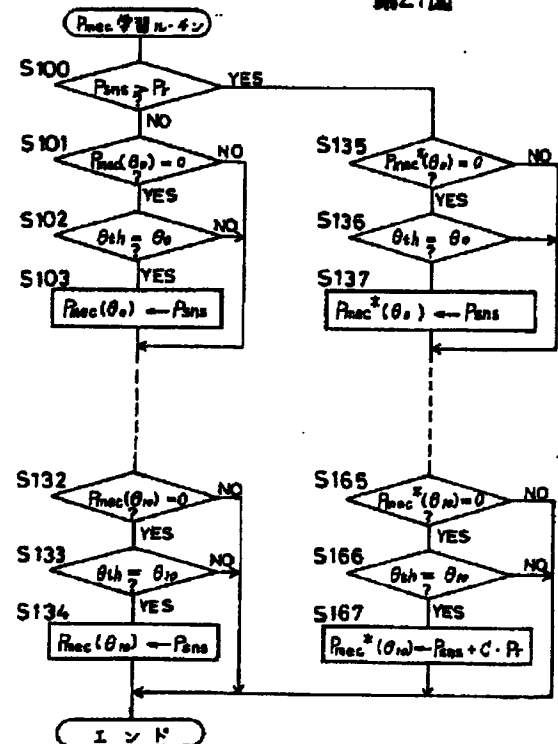
第19図

モード	第3电磁阀330	第4电磁阀346	リニヤ弁 390	ロックアップクラッチ36	第2ライン油圧 P_{L2}	制御内容
A	オフ	オフ	オフ	解放	ノーマル (通常圧)	
B	オフ	オフ	オン	解放	ダウン	Nレンジ P_{L2} ダウン・リバースインビット
C	オン	オフ	オフ	係合	ノーマル	Dレンジロックアップクラッチ係合
D	オン	オフ	オン	係合	ダウン	高車速時 P_{L2} ダウン
E	オフ	オン	オフ	急解放	ノーマル	ロックアップクラッチ急解放
F	オフ	オン	オン	急解放	アップ	N→D, N→R シフト時の背圧制御
G	オン	オン	オフ	解放	ノーマル	Dレンジロックアップクラッチ解放
H	オン	オン	オン	解放	アップ	急減速発生時の P_{L2} アップ

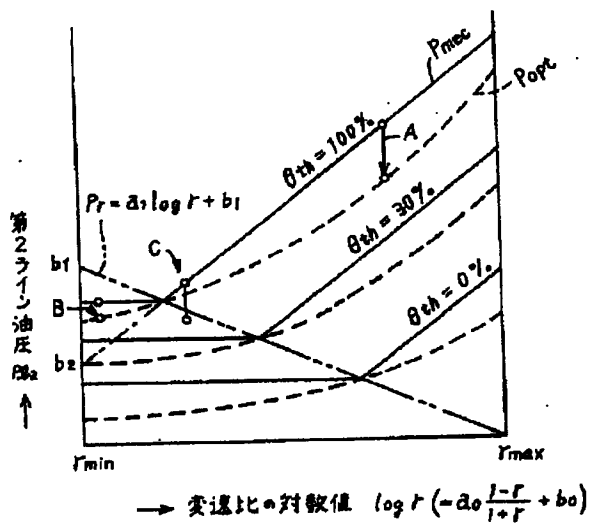
第20図



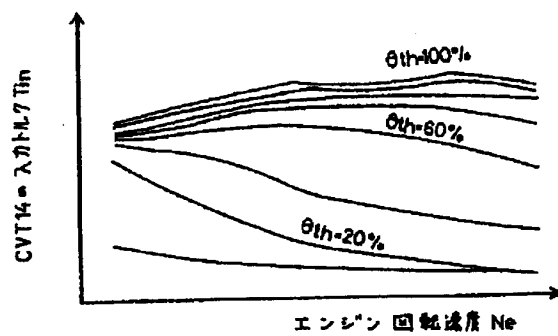
第21図



第22図



第23図



第24図

